

STABILIREA FRECVENTEI CRITICE A SUPAPELOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNA

Florin Constantin

Universitatea Transilvania Brasov, flconstantin@unitbv.ro

Key words: motor, frecventa critica, vibratii, distributie.

Abstract:

The paper herein aims to present a calculation method of critical and maximum frequencies of intake and exhaust valves of internal combustion engines. There is presented the mathematical and dynamic model to study the longitudinal vibrations of springs with coils' angle of inclinations of reduced values. There is determined the differential equation of springs' longitudinal vibrations on the basis of which there is established the critical frequency of intake and exhaust valves. A numerical application for two Diesel engines is also brought forward.

1. Consideratii teoretice

Buna functionare a motoarelor cu ardere interna, depinde în mare masura de sistemul de distributie, acesta constituind un system de mase în miscare. Arcurile elicoidale de compresiune sunt elementele elastice care asigura închiderea si deschiderea periodica a orificiilor de admisie si evacuare prin intermediul supapelor. Ele executa o miscare oscilatorie. Studiul miscarii oscilatorii al acestor elemente au o mare importanta pentru proiectarea si alegerea corecta a maselor în miscare. Arcurile au rolul de a mentine supapa pe scaun si de a prelua eventualele forte de inertie care ar putea perturba legatura între cama si supapa. În general, se prevad doua arcuri la o supapa, montate unul în interiorul celuilalt, cu înfasurarea opusa pentru a evita intrepatrunderea spirelor. Arcurile se reayema cu un capat pe chiulasa 1, iar la celalalt capat pe discul 2 al supapei.(v. fig.1).

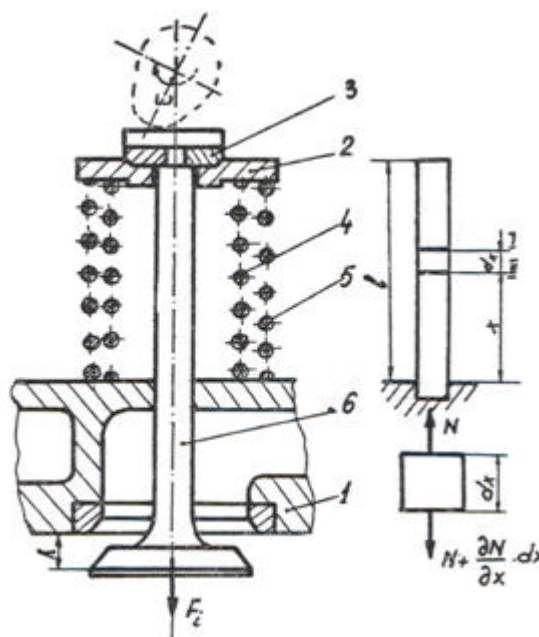


Fig.1 Model de calcul

Problema oscilațiilor arcului elicoidal este foarte complicată și încă nu s-a găsit soluția exactă. Pentru majoritatea arcurilor cu unghi mic de înfășurare se poate obține o soluție aproximativă înlocuind arcul cu o grindă dreaptă echivalentă, în următoarele ipoteze:

- a) unghiul de înclinare al spirelor este mic;
- b) eforturile în secțiunea spirei arcului se reduce la o singură forță, proporțională cu deformația arcului;
- c) masă și rigiditatea grinzii echivalente sunt egale cu valorile corespunzătoare arcului ($EA = kl$).

În figura 1 s-a reprezentat modelul de calcul: grindă dreaptă echivalentă, încastrată la un capăt și liberă la celălalt. Cu ajutorul a două secțiuni I și II s-a detașat un element dx din grindă echivalentă. Considerând deplasarea longitudinală u , a secțiunii transversale I, în timpul vibrației, secțiunea II se va deplasa cu distanța $(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx)$.

Lungimea specifică a elementului dx este: $e = \frac{\partial u}{\partial x}$

Forța axială este: $N = e \cdot EA = \frac{\partial u}{\partial x} kl$

Determinarea ecuației diferențiale a vibrațiilor longitudinale ale arcului, se obține din ecuația de echilibru dinamic al elementului detașat

$$-N + N + \frac{\partial N}{\partial x} dx - d_m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

unde: $d_m = \frac{m_a}{l} dx$, m_a fiind masa celor două arcuri concentrice.

Din (1) rezulta
$$\frac{\partial N}{\partial x} - \frac{m_a}{l} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0; \quad (2)$$

Pe de altă parte:
$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cdot kl$$

Ecuația diferențială a vibrațiilor longitudinale ale arcului este:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{m_a}{kl^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0; \quad (3)$$

unde: l , este lungimea arcului; m_a – masa celor două arcuri;

K – constanta echivalentă a arcurilor concentrice; u – deplasarea longitudinală a secțiunii transversale.

Pentru ecuația (3) se caută soluții de formă: $u = X(x)$ și $u(pt+j)$, unde $X(x)$ este funcție numai de abscisa x , ea determinând forma vibrațiilor arcului. Înlocuind soluția în ecuația diferențială (3) și simplificând cu $\sin(pt+j)$, se obține pentru funcția $X(x)$, ecuația diferențială (4):

$$\frac{\partial^2 X}{\partial x^2} + \frac{p^2}{a^2} X = 0, \quad (4)$$

unde s-a notat cu $\frac{1}{a^2} = \frac{m_a}{kl^2}$. Soluția ecuației (4) este:

$$X_{(x)} = B \sin \frac{p}{a} x + C \cos \frac{p}{a} x, \quad (5)$$

Constantele B și C se determină din condițiile de fixare a capetelor barei echivalente, respectiv, arcului.

Pentru $x = 0$, $u = 0$, $X(x) = 0$, deci $C = 0$.

Pentru $x = l$, forța axială N trebuie să fie egală cu forța de inerție a masei suspendate (formată din masa supapei 6, masa talerului 2 și masa semiconurilor 3)

adică:

$$N = m_s \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = kl \frac{\partial u}{\partial x} \quad (6)$$

Înlocuind în relația (6), derivatele:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=l} = B \frac{p}{a} \cos \frac{p}{a} l, \quad (7)$$

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_{x=l} = B p^2 \sin \frac{p}{a} l, \quad (8)$$

Înlocuind (7) și (8) în (6) obținem relația (9) cu ajutorul căreia se determină valoarea pulsatiei critice:

$$\frac{m_a}{m_s} = \frac{pl}{a} \operatorname{tg} \frac{pl}{a}, \quad (9)$$

În figura 2 s-a trasat curba $y = x \operatorname{tg} x$, ce reprezintă ecuația (9). Pe ordonată s-a luat raportul maselor (sau greutateilor), arcurilor și masei suspendate, iar pe abscisă raportul pl/a .

Cu ajutorul curbei din fig.2 se poate determina raportul pl/a , pentru supapele de admisie și cele de evacuare, ale diferitelor motoare, cunoscând raportul greutateilor arcurilor și al supapelor (inclusiv talerul și semiconurile).

Pulsatia și frecvența critică sunt date de relațiile:

$$p = \frac{xa}{l} = x \sqrt{\frac{k}{m_a}}; \quad f = \frac{x}{2p} \sqrt{\frac{k}{m_a}}; \quad (10)$$

unde x – este valoarea critică pe abscisă, corespunzătoare raportului m_a/m_s ,
 k – constanta echivalenței a arcurilor; m_a – masa arcurilor.

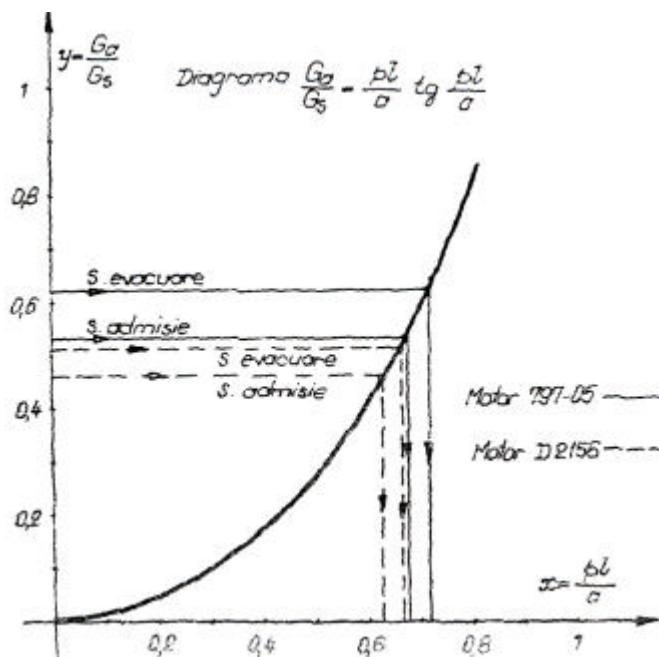


Fig.2 Curba $y = x \operatorname{tg} x$

2. Aplicație numerică

Se vor determina frecvențele critice și frecvențele maxime pentru supapele motoarelor Diesel tip 797-05 și D2156 HMN.

a) Pentru motorul tip 797-05, diesel de 136 CP avem:

$$n_{\max}=300\text{rot/min}, G_a=1\text{N}; k=4 \cdot 10^4 \text{ N/m}; (G_a/G_s)=0,53$$

Corespunzător raportului dintre greutatea arcurilor și a supapelor din diagrama reprezentată în fig.2 rezultă $x = 0,68$, valoare care înlocuită în relația (10) determină frecvența critică a supapelor:

$$f_c = \frac{0,68}{2p} \sqrt{\frac{gk}{G_a}} = 68\text{Hz}$$

Arcurile supapelor de evacuare au aceeași constantă echivalentă k , aceeași greutate G_a , dar diferă raportul $(G_a/G_s) = 0,61$ pe baza căruia se determină frecvența critică $f_c = 72 \text{ Hz}$. Cunoșcând turatia maximă a motorului, se determină frecvența maximă a supapelor de admisie și evacuare:

$$f_{\max} = \frac{n}{2 \cdot 60} = 25\text{Hz}$$

b) pentru motorul tip D 2156 HMN, Diesel de 215 CP avem:

$$n_{\max} = 2200 \text{ rot/min}. G_a = 1,5\text{N}; K = 3,5 \cdot 10^4 \text{ N/m}; G_a / G_s$$

Pentru supapele de admisie, raportul maselor arcurilor de admisie și supapelor de 0,46 din fig.2 se determină $x = 0,63$. corespunzător acestei valori se determină frecvența critică și frecvența maximă a supapelor:

$$f_c = \frac{0,63}{2p} \sqrt{\frac{gk}{G_a}} = 49\text{Hz}; \quad f_{\max} = \frac{n}{2 \cdot 60} = 18,4\text{Hz}$$

Pentru supapele de evacuare diferă raportul maselor arcurilor și supapelor, care este în acest caz de 0,51, iar $x = 0,67$, fiind luat din diagrama. Pentru aceste supape de evacuare rezultă:

$$f_c = 51\text{Hz} \quad f_{\max} = 18,4\text{Hz}$$

3. Concluzii

- comparând frecvențele maxime cu frecvențele critice se constată că frecvențele critice sunt de 2,5 ori mai mari decât frecvențele maxime. Deci chiar dacă turatia motorului crește peste valoarea turatiei nominale funcționarea normală a supapelor nu este pusă în pericol, din acest punct de vedere.
- Pentru același motor, se constată că, supapele de admisie au frecvențele critice mai mici deoarece greutatea lor este mai mare.
- Pentru motoare diferite, cel cu puterea mai mare, valorile frecvențelor critice sunt mai scăzute.

Bibliografie

- [Riley F.W., Struges D.L., Engineering Mechanics – Dynamics, John Wiley & Sons., Inc. New York, 1966.]
- [Harris M Cyril., Crede E. Charles., Socuri și vibrații, Editura Tehnica, București, (Traducere din lb. Engleza)]
- [Ponomariov S.D., și colectiv "Calculul de rezistență în construcția de mașini", vol III, Editura Tehnica București, (Traducere lb. rusa)]
- [***Notițele tehnice ale motoarelor 797-05, D2156 HMN]
- [Constantin Fl., Probleme de mecanică, Editura Lux Libris, Brașov, 2004.]